

PAT-NO: JP402154840A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02154840 A
TITLE: GEAR SHIFT DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION
PUBN-DATE: June 14, 1990

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

ASADA, TOSHIYUKI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

TOYOTA MOTOR CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP63307935

APPL-DATE: December 7, 1988

INT-CL (IPC): F16H003/66

US-CL-CURRENT: 475/280

ABSTRACT:

PURPOSE: To cope with various specification changes by providing three sets of single pinion type planetary gear in series and connecting specific elements invariably or selectively via coupling means respectively.

CONSTITUTION: Single pinion type first through third planetary gears 1-3 are arranged coaxially with an input shaft 4 and an output shaft 4; the first sun gear 1S and the second ring gear 2R via a clutch K3, the first ring gear 1R and the third carrier 3C, the second carrier 2C and the third ring gear 3R are connected, clutches K1-K3 and brakes B1-B3 are selectively coupled, thereby shift stages of seven forward speeds and one reverse speed are obtained. When

positions of clutches are changed, added, or deleted, changes for different specifications can be performed, e.g., seven forward speeds and one reverse speed, five forward speeds and one reverse speed, or five forward speeds and two reverse speeds. A shift shock is reduced, the power performance is improved, and various specification changes can be easily coped with.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio

⑫ 公開特許公報(A) 平2-154840

⑤ Int.Cl.⁵

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成2年(1990)6月14日

F 16 H 3/66

B

7331-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全11頁)

⑭ 発明の名称 自動変速機用歯車変速装置

⑮ 特 願 昭63-307935

⑯ 出 願 昭63(1988)12月7日

⑰ 発 明 者 浅 田 壽 幸 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑱ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑲ 代 理 人 弁理士 渡 辺 丈 夫

明 細 書

1. 発明の名称

自動変速機用歯車変速装置

2. 特許請求の範囲

サンギヤと、リングギヤと、サンギヤおよびリングギヤに噛合するピニオンギヤを保持するキャリアとをそれぞれ有するシングルピニオン型の3組の遊星歯車を備え、

第1の遊星歯車におけるリングギヤと第3の遊星歯車におけるキャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されとともに、第1の遊星歯車におけるサンギヤと第2の遊星歯車におけるリングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、また第2の遊星歯車におけるキャリアと第3の遊星歯車におけるリングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、さらに第2の遊星歯車におけるサンギヤと第3の遊星歯車におけるサンギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されていることを特徴とする自

動変速機用歯車変速装置。

3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

この発明は車両用の自動変速機において使用される歯車変速装置に関し、特に三組の遊星歯車を組合せて構成した歯車変速装置に関するものである。

従来 の 技 術

周知のように遊星歯車はサンギヤとリングギヤとこれらに噛合するピニオンギヤを保持するキャリアとの三要素を有し、そのいずれかの要素を入力要素とするとともに、他のいずれかを出力要素とし、さらに残る他の要素を固定することにより、入力された回転を増速し、もしくは正転減速し、あるいは反転減速して出力することができ、したがって従来一般には、複数の遊星歯車を組合せて自動変速機用の歯車変速装置を構成している。その場合、遊星歯車の組合せ方や、遊星歯車のギヤ比(サンギヤとリングギヤとの歯数の比)の値、さらにはシングルピニオン型遊星歯車を用いるか

ダブルピニオン型遊星歯車を用いるかなどによって、得られる変速比が多様になるが、その全ての組合せが実用し得るものではなく、車両への搭載性、製造の可能性、変速特性、要求される動力性能などの諸条件から実用の可能性のある歯車列は限定される。換言すれば、遊星歯車列は、遊星歯車の組合せやギヤ比の設定の仕方によって膨大な数の構成が可能であるために、車両用の自動変速機として要求される諸条件を満たすものを創作することには多大の困難を伴う。

従来、このような背景の下に案出された多数の歯車変速装置が提案されており、そのうち三組の遊星歯車を使用した装置が、例えば特開昭51-17767号公報、同51-48062号公報、同51-108168号公報、同51-108170号公報、同51-127968号公報に記載されている。

発明が解決しようとする課題

しかるに複数組の遊星歯車を組合わせた歯車変速装置では、それぞれの遊星歯車の連結のし方や

クラッチを介した連結かを問わずに一定にし、そのような構成の歯車列において入力のためのクラッチや要素を固定するためのブレーキなどの数や配置によって、設定可能な変速段の数やその変速比を適宜に決めることも技術的には可能であり、そのようにすれば、仕様の異なる歯車変速装置であっても基本となる歯車列が共通化されることにより、上記のごとき問題はある程度解消し得るものと考えられる。その場合、基本となる歯車列の構成は、全体として小型軽量であること、製造が容易なこと、設定可能な変速比が等比級数に近い関係にあること、変速ショックの低減に有利なこと、必要に応じ“1”以下の変速比を設定可能なこと、最大変速比と最低変速比との幅が広いことなどの要請を満たすことが好ましい。

このような所謂転用可能性の広い歯車列を得るとの観点から前掲の従来の歯車変速装置を検討すると、前述した従来のいずれの歯車変速装置も変速比が“1”以下の所謂オーバードライブ段を設定し得るものとはされていず、また設定可能な変

速比の要素を入力軸に連結するか、あるいはいずれの要素を固定するかによって設定し得る変速段の数や各変速段での変速比が多様に変化する。したがって実用にあたっては、エンジン出力との関係や搭載する車両の用途もしくは要求される特性などに基づいて歯車変速装置を選択している。その場合、クラッチやブレーキの配置のみならず、歯車列の構成までも、既存の歯車変速装置とは異なるものを使用するとすれば、用意すべき歯車変速装置の種類が車両の種類と同程度の多くなるのみならず、設計・製造を含めた歯車変速装置の生産性が悪化することになり、特に仕様の異なる歯車変速装置ごとに基本設計からやり直すことになるとともに、生産工程の共通化が図れないから、生産性が悪くなる。

一方、前述したように、複数組の遊星歯車を組合わせた歯車変速装置では、各要素の連結のし方やクラッチやブレーキの配置によって設定可能な変速比が大きく変わるのであり、したがって各遊星歯車の要素同士の連結のし方を、常時連結かク

ラッチを介した連結かを問わずに一定にし、そのような構成の歯車列において入力のためのクラッチや要素を固定するためのブレーキなどの数や配置によって、設定可能な変速段の数やその変速比を適宜に決めることも技術的には可能であり、そのようにすれば、仕様の異なる歯車変速装置であっても基本となる歯車列が共通化されることにより、上記のごとき問題はある程度解消し得るものと考えられる。

この発明は上記の事情を背景としてなされたもので、多様な仕様に容易に変更することができ、しかも複合した諸条件を共に満たすことのできる基本的な構成を含む自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とするものである。

課題を解決するための手段

この発明は、サンギヤと、リングギヤと、サンギヤおよびリングギヤに噛合するピニオンギヤを保持するキャリアとをそれぞれ有するシングルピニオン型の3組の遊星歯車を備え、第1の遊星歯車におけるリングギヤと第3の遊星歯車におけるキャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されるとともに、第1の遊星歯車におけるサンギヤと第2の遊星歯車におけるリ

ングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、また第2の遊星歯車におけるキャリアと第3の遊星歯車におけるリングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、さらに第2の遊星歯車におけるサンギヤと第3の遊星歯車におけるサンギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されていることを特徴とするものである。

作 用

この発明の装置では、互いに連結された第1遊星歯車のリングギヤと第3遊星歯車のキャリアとが一体となって、もしくは個別に、あるいは第1遊星歯車のサンギヤと第2遊星歯車のリングギヤとが一体となって、もしくは個別に、または第2遊星歯車のキャリアと第3遊星歯車のリングギヤとが一体となって、もしくは個別に、さらには第2遊星歯車のサンギヤと第3遊星歯車のサンギヤとが一体となって、もしくは個別に、そしてまた独立した要素である第1遊星歯車のキャリアなどのそれぞれが、入力要素もしくは出力要素あるいは

固定要素とされる。その結果、各遊星歯車が一体となってもしくはそれぞれ単独で増減速作用を行なって、入力軸の回転を変速し、もしくはそのまま、あるいは反転して出力軸に伝達する。そしてその場合の変速段が例えば前進6段もしくは5段でかつ後進1段もしくは2段に設定され、あるいはそれ以下の変速段に設定され、さらに最も大きい変速比と最も小さい変速比との幅が広く、しかも各変速比の値が等比級数に近い関係となる。

実 施 例

つぎにこの発明の実施例を図面を参照して説明する。

第1図はこの発明の一実施例を原理的に示す模式図であって、ここに示す歯車変速装置はそれぞれ、サンギヤと、リングギヤと、これらのサンギヤおよびリングギヤの間に配置されてそれぞれに噛合するピニオンギヤを保持するキャリアとを有する3組のシングルピニオン型遊星歯車1、2、3における各要素を次のように連結して構成されている。

すなわち第1遊星歯車1のリングギヤ1Rが第3遊星歯車3のキャリア3Cに一体的に連結されるとともに、サンギヤ1Sが第3クラッチ手段K3を介して第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに選択的に連結されるようになっている。また第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとが一体的に連結され、さらに第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のそれぞれのサンギヤ2S、3S同士が一体的に連結されている。

なお、上記の各要素の連結構造としては、中空軸や中実軸もしくは適宜のコネクティングドラムなどの一般の自動変速機で採用されている連結構造などを採用することができる。

入力軸4は、トルクコンバータや流体継手などの動力伝達手段(図示せず)を介してエンジン(図示せず)に連結されており、この入力軸4と第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとの間には、これらを選択的に連結する第1クラッチ手段K1が設けられ、また入力軸4と第1遊星歯車1のキャリア1Cとの間には、両者を選択的に連結する第2

クラッチ手段K2が設けられている。これらのクラッチ手段K1、K2、K3は、要は上記の各部材を選択的に連結し、またその連結を解除するものであって、例えば油圧サーボ機構などの従来一般の自動変速機で採用されている機構によって係合・解放される湿式多板クラッチや、一方向クラッチ、あるいはこれらの湿式多板クラッチと一方向クラッチとを直列もしくは並列に配置した構成などを必要に応じて採用することができる。なお、実用にあたっては、各構成部材の配置上の制約があるから、各クラッチ手段K1、K2、K3に対する連結部材としてコネクティングドラムなどの適宜の中間部材を介在させ得ることは勿論である。

また第1遊星歯車1のキャリア1Cの回転を選択的に阻止する第1ブレーキ手段B1が、そのキャリア1Cとトランスミッションケース(以下、単にケースと記す)6との間に設けられている。また互いに連結された第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第3遊星歯車3のキャリア3Cの回転を選択的に阻止する第2ブレーキ手段B2がそ

のリングギヤ1R およびキャリア3C とケース6との間に設けられている。さらに互いに連結された第2遊星歯車2のサンギヤ2S および第3遊星歯車3のサンギヤ3S の回転を選択的に阻止する第3ブレーキ手段B3 が、これらのサンギヤ2S、3S とケース6との間に設けられている。これらのブレーキ手段B1、B2、B3 は、従来一般の自動変速機で採用されている油圧サーボ機構などで駆動される湿式多板ブレーキやバンドブレーキ、あるいは一方向クラッチ、さらにはこれらを組合せた構成などとしてすることができ、また実用にあたっては、これらのブレーキ手段B1、B2、B3 とこれらのブレーキ手段B1、B2、B3 によって固定すべき各要素との間もしくはケース6との間に適宜の連結部材を介在させ得ることは勿論である。

そしてプロペラシャフトやカウンタギヤ(それぞれ図示せず)に回転を伝達する出力軸5が、第2遊星歯車2のキャリア2C および第3遊星歯車3のリングギヤ3R に対して連結されている。

以上のように構成された歯車変速装置では、前進7段・後進1段の変速が可能であって、これらの各変速段は前述した各クラッチ手段K1、K2、K3 およびブレーキ手段B1、B2、B3 を第1表に示すように係合させることにより達成される。なお、第1表には各変速段の変速比およびその具体値を併せて示してあり、その具体値は、各遊星歯車1、2、3のギヤ比 ρ_1 、 ρ_2 、 ρ_3 を、 $\rho_1 = 0.355$ 、 $\rho_2 = 0.312$ 、 $\rho_3 = 0.385$ とした場合の値である。また第1表中○印は係合状態であることを、また空欄は解放状態であることをそれぞれ示す。以下、各変速段について説明する。

(この頁、以下余白)

表 1

	クラッチ手段	ブレーキ手段	ギヤ比	比
	K1	B1		$(\rho_1 = 0.355, \rho_2 = 0.312, \rho_3 = 0.385)$
1st	○	○		$\frac{\rho_2 + \rho_3 + \rho_2 \rho_3}{\rho_3 - \rho_1 \rho_2 (1 + \rho_3)}$
2nd	○			3.502
3rd	○	○		$(\rho_2 + \rho_3 + \rho_2 \rho_3) / \rho_3$
4th	○		$1 + \rho_2$	2.184
5th			1	1.379
6th	○	○	$\frac{1 + \rho_1 (1 + \rho_2)(1 + \rho_3)}{(1 + \rho_1)(1 + \rho_3)}$	1.000
7th	○		$1 / (1 + \rho_3)$	0.849
Rev	○	○	$\frac{\rho_1 (\rho_2 + \rho_3 + \rho_2 \rho_3)}{\rho_3 (1 + \rho_1)}$	0.722
			$-1 / \rho_1 (1 + \rho_3)$	0.527
				-2.138

〈前進第1速〉

第1クラッチ手段K1 および第3クラッチ手段K3 ならびに第1ブレーキ手段B1 を係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1S および第2遊星歯車2のリングギヤ2R を入力軸4に連結する一方、第1遊星歯車1のキャリア1C を固定する。したがって第1遊星歯車1では、キャリア1C を固定した状態でサンギヤ1S が入力軸4と共に回転するために、リングギヤ1R が入力軸4に対して減速されて逆回転(入力軸4とは反対方向の回転。以下同じ)し、これが第3遊星歯車3のキャリア3C に伝達される。第3遊星歯車3ではリングギヤ3R に出力軸5からの負荷がかかっているために、キャリア3C が逆回転することにより、サンギヤ3S が、より速く逆回転しようとし、これが第2遊星歯車2のサンギヤ2S に伝達される。この第2遊星歯車2のリングギヤ2R は入力軸4に連結されているから、サンギヤ2S が逆回転することにより、キャリア2C およびこれに連結してある第3遊星歯車3のリングギヤ3R

がゆっくり正回転（入力軸4と同方向の回転。以下同じ）する。すなわち入力軸4の回転は減速されて出力軸5に伝達され、その変速比は、第1表に示す通り、

$$\frac{\rho_2 + \rho_3 + \rho_2 \rho_3}{\rho_3 - \rho_1 \rho_2 (1 + \rho_3)}$$

で表わされ、その具体値は、3.502となる。

《前進第2速》

第1クラッチ手段K1と第3クラッチ手段K3ならびに第2ブレーキ手段B2を係合させる。すなわち前進第1速の状態において第1ブレーキ手段B1に替えて第2ブレーキ手段B2を係合させる。この場合、第1遊星歯車1はキャリア1Cが入力軸4およびケース6に対して非連結状態となっているから、特に増減速作用を行なわない。これに対して第2遊星歯車2では、キャリア2Cに出力軸5からの負荷がかかっているために、リングギヤ2Rが入力軸4と共に回転することによりサンギヤ2Sが逆回転し、このサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとが一体となって回

ス6に対して非連結状態となって特に増減速作用を行なわない。これに対して第2遊星歯車2ではサンギヤ2Sを固定した状態でリングギヤ2Rが入力軸4と共に回転するから、キャリア2Cが入力軸4に対して減速されて正回転し、これが出力軸5に伝達される。すなわち入力軸4の回転は第2遊星歯車2のみで減速されて出力軸5に伝達され、その変速比は、第1表に示す通り、

$$1 + \rho_2$$

で表わされ、その具体値は、1.379となる。

《前進第4速》

第1ないし第3のクラッチ手段K1、K2、K3を係合させ、かつ全てのブレーキ手段B1、B2、B3を解放する。すなわち第3速の状態第3ブレーキ手段B3に替えて第2クラッチ手段K2を係合させる。したがって第1遊星歯車1はサンギヤ1Sとキャリア1Cとが入力軸4に連結されることになるから、その全体が一体となって入力軸4と共に回転する。その結果、第2遊星歯車2のリングギヤ2Rが入力軸4と共に回転し、か

転する。そのため第3遊星歯車3では、キャリア3Cを固定した状態でサンギヤ3Sが逆回転するから、リングギヤ3Rおよびこれに連結してある第2遊星歯車2のキャリア2Cと出力軸5とが入力軸4に対して減速されて正回転する。したがってこの場合は第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とが減速作用を行ない、その変速比は、第1表に示す通り、

$$(\rho_2 + \rho_3 + \rho_2 \rho_3) / \rho_3$$

で表わされ、その具体値は、2.184となる。

《前進第3速》

上記の第1速および第2速の場合と同様に第1クラッチ手段K1および第3クラッチ手段K3を係合させ、また第3ブレーキ手段B3を係合させる。すなわち第2速の状態第2ブレーキ手段B2に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。この場合、第1遊星歯車1は前進第2速の場合と同様にキャリア1Cが入力軸4およびケース6に対して非連結状態となって特に増減速作用を行わず、また第3遊星歯車3もキャリア3Cがケ

つ第3遊星歯車3のキャリア3Cが入力軸4と同速度で正回転し、さらにこれら第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のサンギヤ2S、3S同士が連結されているから、第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とはその全体が一体となって回転する。すなわち第1ないし第3の遊星歯車1、2、3の全体が一定となって入力軸4と共に回転し、したがって増減速作用が生じず、変速比が“1”となる。

《前進第5速》

第2クラッチ手段K2と第3クラッチ手段K3および第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち上述した第4速の状態第1クラッチ手段K1に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。この場合、第1遊星歯車1では、キャリア1Cが入力軸4と共に回転することによりサンギヤ1Sが入力軸4より速く正回転し、かつリングギヤ1Rが入力軸4より低速で正回転する。したがって第2遊星歯車2では、サンギヤ2Sを固定した状態で、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sに連結されたリングギヤ2Rが入力軸4より速く正回転する

ため、キャリア2Cが入力軸4より低速で正回転し、また第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定した状態でキャリア3Cが入力軸4より低速で正回転するために、リングギヤ3Rがキャリア3Cより速く正回転し、その結果、第2遊星歯車2のキャリア2Cおよび第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに連結された出力軸5が入力軸4より速く正回転し、オーバードライブ段である前進第5速となる。この場合の変速比は、第1表に示す通り、

$$\frac{1 + \rho_1 (1 + \rho_2)(1 + \rho_3)}{(1 + \rho_1)(1 + \rho_3)}$$

で表わされ、その具体値は、0.849となる。

〈前進第6速〉

第1および第2のクラッチ手段K1、K2と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち上記の第5速の状態で第3クラッチ手段K3に替えて第1クラッチ手段K1を係合させる。したがってこの場合は、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとキャリア1Cとが入力軸4に連結されるから、第1遊星歯車1はその全体が一体となって入力軸4

この場合、第1遊星歯車1では、リングギヤ1Rを固定した状態でキャリア1Cが入力軸4と共に回転するから、サンギヤ1Sが入力軸4より大幅に速く正回転させられ、これが第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに伝達される。それに伴い第2遊星歯車2では、サンギヤ2Sを逆回転させることになり、かつそのサンギヤ2Sの回転が第3遊星歯車3のサンギヤ3Sに伝達される。その結果、第3遊星歯車3では、キャリア3Cを固定した状態でサンギヤ3Sが逆回転するから、リングギヤ3Rが正回転する。したがって第2遊星歯車2のキャリア2Cおよび第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに連結してある出力軸5は上記の第5速の場合より速く正回転し、前進第7速となる。この場合の変速比は第1表に示す通り、

$$\frac{\rho_1 (\rho_2 + \rho_3 + \rho_2 \rho_3)}{\rho_3 (1 + \rho_1)}$$

で表わされ、その具体値は、0.527となる。

〈後進〉

第1クラッチ手段K1と第1および第3のプレ

と共に回転し、そのリングギヤ1Rの回転が第3遊星歯車3のキャリア3Cに伝達される。その結果、第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定した状態でキャリア3Cが入力軸4と等速度で正回転するから、リングギヤ3Rおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して増速されて正回転する。なお、第2遊星歯車2は、第3クラッチ手段K3が解放されてそのリングギヤ2Rが第1遊星歯車1のサンギヤ1Sに対して非連結状態となっているから、特に増減速作用を行なわない。すなわちこの場合は、実質的に第3遊星歯車3のみが増速作用を行ない、その変速比は、第1表に示す通り、

$$1 / (1 + \rho_3)$$

で表わされ、その具体値は、0.722となる。

〈前進第7速〉

第2クラッチ手段K2と第3クラッチ手段K3および第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち前述した第5速の状態で第3ブレーキ手段B3に替えて第2ブレーキ手段B2を係合させる。

ーキ手段B1、B3とを係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とのサンギヤ2S、3Sを固定する。したがって第1遊星歯車1では、キャリア1Cを固定した状態でサンギヤ1Sが入力軸4と共に回転するから、リングギヤ1Rが逆回転し、これが第3遊星歯車3のキャリア3Cに伝達される。そして第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定した状態でキャリア3Cが逆回転するから、リングギヤ3Rおよびこれに連結してある出力軸5が更に速く逆回転する。なお、第2遊星歯車2はリングギヤ2Rが第1遊星歯車1のサンギヤ1Sに対して非連結状態となっているから、特に増減速作用を行なわない。したがって入力軸4の回転は、第1遊星歯車1および第3遊星歯車3によって反転かつ減速されて出力軸5に伝達され、後進段となる。そしてその変速比は、第1表に示す通り、

$$-1 / \rho_1 (1 + \rho_3)$$

で表わされ、その具体値は、 -2.138 となる。

以上、各変速段について述べたことから明らかのように、第1図に示す歯車変速装置では、第1速から第4速の各変速段の変速比が等比級数に近い関係にあることから、変速の前後でのエンジン回転数の比がほぼ一定となり、運転し易い自動変速機とすることができる。さらにオーバードライブ段である前進第5速の変速比が約0.85、前進第6速の変速比が約0.72であって、実用可能な範囲の適当な値となるために、動力性能を確保しつつ高速走行時のエンジン回転数を下げて燃費および静粛性を良好なものとするすることができる。そして各変速段の説明で述べた通り、前進第1速ないし第6速での隣接する他の変速段に変速する場合、いずれか一つの係合手段を解放し、かつ他の係合手段を係合させればよいから、すなわち二個の係合手段を切換えて変速を行なうことができるため、変速制御が容易で変速ショックの低減を図ることができる。なお、前記の第6速を使用せずに、第7速を前記第6速の替わりに使用する場合

も、第5速から第7速への変速を二つの係合手段の切換えによって行なうことができるので、変速ショックの低減に有利になる。他方、上記の歯車変速装置では、遊星歯車は三組でよいように、各遊星歯車1、2、3におけるギヤ比が0.31～0.38程度のバランスのとれた構成とすることのできる値でよく、それに伴い遊星歯車が大径化することがなく、さらにまた第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとをロングピニオン化することができ、したがって上記の歯車変速装置によれば、全体としての構成を簡素化し、かつ小型化を図ることができる。なおまた各遊星歯車1、2、3におけるピニオンギヤのキャリア1C、2C、3Cに対する相対回転数が低くなって軸受の耐久性などの向上を図ることができる。

ところで第1表から知られるように、各遊星歯車1、2、3は全ての変速段で増減速作用を行なっている訳ではなく、クラッチ手段やブレーキ手段の係合・解放の状態に応じて適宜の遊星歯車が

増減速作用を行なうのであり、したがって各遊星歯車1、2、3における各要素の基本的な連結関係（課題を解決するための手段の項で述べた連結関係）を、例えばコネクティングドラムによる常時連結によって達成せずに、前記の第3クラッチ手段K3のようなクラッチ手段によって必要に応じて達成する構成であっても必要とする変速段を得ることができる。

第2図はその例を示すもので、前述した第1図の構成のうち、第2遊星歯車2におけるサンギヤ2Sとキャリア2Cとの間、換言すれば、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとリングギヤ3Rとの間に、第4クラッチ手段K4を介装したものである。この第2図に示す構成の歯車変速装置の作動表を示せば第2表の通りであり、第2図に示す構成であっても前進7段・後進1段の変速段の設定を行なうことができる。なお、第2図に示す構成の歯車変速装置では、後進段において第4クラッチ手段K4を係合させて第2遊星歯車2および第3遊星歯車3の全体を一体となって回転させるために、

入力軸4の回転は実質的に第1遊星歯車1のみによって反転かつ減速されることになり、その結果、後進段の変速比は、

$$-1/\rho_1$$

で表わされることになる。その他の変速段での変速比は、上述した第1実施例と同様である。

第 2 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1st	○		○		○		
2nd	○		○			○	
3rd	○		○				○
4th	○	○	○				
5th		○	○				○
6th	○	○					○
7th		○	○			○	
Rev	○			○	○		

第 3 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K1	K3	K5	B1	B2	B3
1st	○	○		○		
2nd	○	○			○	
3rd	○	○				○
4th	○	○	○			
5th	○		○			○
Rev	○			○		○

また第3図に示す実施例は、第1遊星歯車1のキャリア1Cに替えてリングギヤ1Rを入力軸4に連結し得るよう構成したものである。すなわち第3図に示す構成の歯車変速装置は、第1図に示す構成のうち第2クラッチ手段K2を廃止する一方、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとリングギヤ1Rとの間に第5クラッチ手段K5を追加して構成したものである。この第3図に示す構成の歯車変速装置においても、各クラッチ手段K1、K3、K5およびブレーキ手段B1、B2、B3を第3表に示すように係合させることにより、前進5段・後進1段の変速段を設定することができる。

(この頁、以下余白)

なお、第3表に示すように、第3図に示す構成では第1クラッチ手段K1を全ての変速段で係合させておくことになり、したがってこの第1クラッチ手段K1を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと入力軸4とを常時連結した構成とすることも可能であり、その例を示せば第4図の通りである。この第4図に示す構成の歯車変速装置の作動表は第3表のうちK1の欄を削除したものであ

るが、これを参考までに示せば、第4表の通りである。

第 4 表

	クラッチ手段		ブレーキ手段		
	K3	K5	B1	B2	B3
1st	○		○		
2nd	○			○	
3rd	○				○
4th	○	○			
5th		○			○
Rev			○		○

他方、第3図に示す構成に前述した第4クラッチ手段K4を付加することも可能であり、その例を第5図に示す。すなわちここに示す構成の歯車変速装置は、第3図に示す構成のうち第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のサンギヤ2S、3Sと第2遊星歯車2のキャリア2Cおよび第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとの間に第4クラッチ手

段K4を介装したものである。この第5図に示す構成の歯車変速装置は、各クラッチ手段K1、K3、K4、K5および各ブレーキ手段B1、B2、B3を第5表に示すように係合・解放させることにより、前進5段・後進2段の変速段の設定を行うことができる。

第 5 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K3	K4	K5	B1	B2	B3
1st	○	○			○		
2nd	○	○				○	
3rd	○	○					○
4th	○	○		○			
5th	○			○			○
Rev	○				○		○
Rev2	○		○		○		

第 6 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K3	K4	K5	B1	B2	B3
1st	○			○		
2nd	○				○	
3rd	○					○
4th	○		○			
5th			○			○
Rev				○		○
Rev2		○		○		

またこの第5図に示す構成の歯車変速装置についても、第5表から知られるように全ての変速段で第1クラッチ手段K1に係合させることになるから、この第1クラッチ手段K1を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に対して常時連結させる構成に改良することが可能であり、その例を第6図に示す。そしてこの第6図に示す構成の歯車変速装置の作動表は上記の第5表からK1の欄を削除したものとなり、これを参考までに示せば、第6表の通りである。

(この頁、以下余白)

上述した各実施例を第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとを第3クラッチ手段K3によって選択的に連結し、かつ第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とのサンギヤ2S、3Sを常時連結した構成であるが、この発明の歯車変速装置においては、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rと

を常時連結し、かつ第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとを選択的に連結する構成とすることもでき、その例を第7図に示してある。すなわちこの第7図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第4図に示す構成のうち第3クラッチ手段K3を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとを常時連結する構成に替え、かつ第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとの間に第6クラッチ手段K6を介装したものである。このような構成であっても前進5段・後進1段の変速段の設定を行なうことができる。

ところで上述した各実施例では、各クラッチ手段K1、K2、K3、K4、K5、K6を多板クラッチのシンボルで示したが、この発明では静粛性や燃費の向上あるいは変速ショックの緩和などのために、クラッチ手段として、多板クラッチ以外に一方向クラッチを使用し、あるいは多板クラッチと一方向クラッチとを組み合わせた構成などを使用することができるのであり、またブレーキ

手段B1、B2、B3についても上記の各実施例で示した多板ブレーキ以外に、一方向クラッチやバンドブレーキもしくはこれらを組合わせた構成などを使用することができる。このようなクラッチ手段およびブレーキ手段の変形例としては、本出願人が既に出願した特願昭63-1767270号や特願昭63-221670号の願書に添付した明細書および図面に記載したものを採用することができる。

第8図は第1図に示す構成のうち第1クラッチ手段K1を、多板クラッチおよび一方向クラッチを組合せた構成とし、かつ各ブレーキ手段B1、B2、B3を多板ブレーキと一方向クラッチとを組合せた構成としたものである。また第9図は第2図に示す構成のうち第1クラッチ手段K1を、多板クラッチおよび一方向クラッチを組合せた構成とし、かつ各ブレーキ手段B1、B2、B3を多板ブレーキと一方向クラッチとを組合せた構成としたものである。すなわち第1クラッチ手段K1は、入力軸4が正回転しようとする際に係合す

る一方向クラッチ10と多板クラッチ12とを並列に配列した構成とされている。また第1ブレーキ手段B1は第1遊星歯車1のキャリア1Cが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ40と多板ブレーキ41とを並列に配列して構成されている。さらに第2ブレーキ手段B2は、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第3遊星歯車3のキャリア3Cが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ50と多板ブレーキ51とを直列に配列するとともに、これらの組合わせに対して他の多板ブレーキ55を並列に配列して構成されている。そして第3ブレーキ手段B3は、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3の各サンギヤ2S、3Sが逆回転する際に係合する一方向クラッチ60と多板ブレーキ61とを直列に配列するとともに、これらの組合わせに対して他の多板ブレーキ65を並列に配置した構成とされている。

なお、これら第8図および第9図に示す構成のうち一方向クラッチに対して並列関係にある多板クラッチもしくは多板ブレーキは、エンクンブレ

ーキを効かせる場合に係合させる。

以上、この発明を第1実施例および第9実施例を示して説明したが、この発明は上記の各実施例に限定されないことは勿論であり、この発明は、要は、前記の「課題を解決するための手段」の項に記載した構成を有していればよいのであって、各遊星歯車における要素同士の連結形態は、常時連結であってもクラッチ等の係合手段を介した選択的な連結であってもよく、さらに入力軸および出力軸を連結する要素、および固定すべき要素は必要に応じて適宜決めればよい。

発明の効果

以上説明したようにこの発明によれば、三組のシングルピニオン型遊星歯車を使用した歯車変速装置であって、小型軽量化や変速ショックの低減、さらには車両としての動力性能の向上などの実用上の要請を満たすことができ、そして仕様の変更が容易な自動変速機用歯車変速装置を得ることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図ないし第9図はこの発明の実施例をそれぞれ示すスケルトン図である。

1, 2, 3…遊星歯車、 1S, 2S, 3S…サンギヤ、 1C, 2C, 3C…キャリア、 1R, 2R, 3R…リングギヤ。

出願人 トヨタ自動車株式会社

代理人 弁理士 豊田 武久

(ほか1名)



